ارزیابی منحنی‌های مشخصهٔ توربین فراصوت در پذیرش جزئی در آزمایشگاه توربین گاز *

رضا آقائی طوق[۱] ابوالقاسم مسگرپورطوسی[۲]

چکیده در این مقاله، ابتدا دلایل استفاده از فن پذیرش جزئی در توربین‌های فراصوت تشریح شده است. سپس، خلاصه‌ای از فرآیند طراحی آزمایشگاه توربین‌های فراصوت به‌منظور تولید منحنی مشخصهٔ توربین، ارائه شده است. محاسبات مربوط به روش هم‌سانی گازدینامیکی، تشریح شده و استانداردهای مربوط به نحوهٔ نصب و بهره‌برداری از سامانه‌های اندازه‌گیری در آزمایشگاه معرفی شده‌اند. منحنی مشخصه‌های به‌دست آمده در این آزمایشگاه با نتایج کد پیش‌بینی عملکرد توربین و نتایج کار دیگران مقایسه شده است. باتوجه به صحه‌گذاری کد پیش‌بینی عملکرد با نتایج آزمایش توربین در شرایط واقعی، نتایج حاصل از آزمایش توربین در شرایط هم‌سانی نتایج قابل قبولی هستند. هم‌چنین، راندمان توربین در شرایط پذیرش جزئی دست‌کم ۲۰ واحد کم‌تر از شرایط پذیرش کامل است.

واژه‌های کلیدی توربین فراصوت؛ منحنی مشخصه توربین؛ پذیرش کامل؛ پذیرش جزئی؛ آزمایشگاه توربین؛ هم‌سانی گاز دینامیکی.

Experimental Evaluation of Supersonic Turbine Characteristic Curve at Full and Partial Admission in Turbine Test Rig

R. Aghaei tog A.M. Tousi

Abstract *In this paper, the major reasons for using of partial-admission technique in supersonic turbines are described. Then, a summary of the design process of supersonic turbine test rig is presented. This test rig is used to produce the turbine characteristic curves. Gasdynamic similarity calculations are described and the standards for how to install and use the measurement systems in the turbine test rig have been introduced. The turbine characteristic curves obtained in this work have been compared with the results of the turbine performance prediction code and the other works. Considering the validated performance code, the results of the test rig are acceptable. Also, the model turbine efficiency at partial-admission condition is 20 units less than full-admission condition.*

Key Words Supersonic Turbine; Turbine Characteristic Map; Full Admission; Partial Admission; Turbine Test Rig; Gas-Dynamic Similarity

---

★تاریخ دریافت مقاله ۹۳/۱۲/۱۵ و تاریخ پذیرش آن ۹۴/۱۰/۲۱ می‌باشد. DOI: 10.22067/fum-mech.v28i2.45011

(۱) نویسندهٔ مسئول: استادیار، دانشکدهٔ مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات تهران.
reza_tog@srbiau.ac.ir

(۲) استاد، قطب علمی مهندسی هوافضای محاسباتی، دانشگاه صنعتی امیرکبیر.

مقدمه

توربین‌های فراصوت در سامانه‌های تغذیه‌ای توربوپمپی و موتورهای سوخت مایع سیکل باز استفاده می‌شوند. ویژگی این توربین‌ها، تولید کار ویژهٔ بالا در دبی‌های جرمی کم گاز ورودی به توربین است. تحقق این هدف (کار ویژه بالا)، با ایجاد جریان فراصوت و افزایش نسبت انبساط توربین حاصل می‌شود. برای جلوگیری از افزایش اتلاف‌ها نعل اسبی و جریان ثانویه در اثر نسبت منظری کوچک پره‌ها، از پذیرش جزئی در این توربین‌ها استفاده می‌شود. توزیع جزئی جریان، خود موجب بروز نوعی از اتلاف‌ها خواهد شد که با عنوان کلی اتلاف‌ها پذیرش جزئی شناخته شده است. درنتیجه، در طراحی‌ها باید چگونگی استفاده از توزیع جزئی جریان و درصد اتلاف‌ها ناشی از آن، بااستفاده از تحلیل‌های سه‌بعدی و آزمایش‌های تجربی با دقت کامل ارزیابی شود. برای نیل به این هدف، لازم است منحنی مشخصهٔ (عملکرد) توربین در شرایط پذیرش کامل و جزئی تولید گردند. این منحنی نماینده رفتار توربین در نقاط مختلف کاری است و به شکل نمودارهایی از پارامترهای عملکردی توربین، مانند راندمان (η_T)، حسب نسبت سرعت آیزنتروپیک (u/C_{is}) یا نسبت فشار (π_T)، یا نمودارهایی از مشتقات و ترکیبات این پارامترها، مثل نمودار نسبت فشار سکون و توان توربین (P_T) ارائه می‌شود.

برای تولید منحنی مشخصهٔ توربین، باید مجموعه‌ای از آزمایش‌های تجربی در آزمایشگاه ویژه انجام شود، تا میزان اتلاف‌ها در هر دو حالت و تأثیر آنها بر راندمان توربین ارزیابی شود. در این آزمایشگاه، داده‌های عملکردی توربین، مانند راندمان، دبی جرمی و مشخصات ترمودینامیکی جریان در نقاط مختلف اندازه‌گیری می‌شود.

برای محاسبهٔ دقیق راندمان توربین در آزمایشگاه، باید رابطهٔ راندمان مناسبی انتخاب شود، یا بااستفاده از یک مدل اتلافی دقیق، رابطه‌ای توسعه یابد که بتواند تأثیر درجهٔ پذیرش جزئی در راندمان را نیز محاسبه کند.

در بخش بعدی، بخشی از کارهای انجام‌شده در زمینهٔ مدل‌سازی و تأثیر استفاده از پذیرش جزئی بر عملکرد توربین تشریح شده است.

پیشینهٔ تحقیق

در طول سالیان گذشته، مدل‌های مختلفی برای برآورد عملکرد توربین در پذیرش جزئی ارائه شده است که هر کدام از نقاط قوت و ضعفی برخوردار بوده‌اند. مبنای تعدادی از این مطالعات، مدل ارائه‌شده توسط اینلی- ماتیسون [1] برای توربین‌های بزرگ (ضریب منظری پره برابر با ۳) بوده است.

استنینگ [2] رابطه‌ای را براساس هندسهٔ پذیرش جزئی ارائه کرد، که کاهش قابل توجه سرعت نسبی خروجی روتور را نشان می‌داد. وی این کاهش سرعت را به اتلاف‌ها پذیرش جزئی نسبت داد. سوتر و تراپل [3] اتلاف انتهایی ناحیهٔ پذیرش جزئی را به درصد بخش فعال روتور نسبت دادند که در تزریق سیال از استاتور تحت تأثیر قرار می‌گیرد.

دستورالعمل NASA SP-290 [4] اتلاف پمپ سیال باکینگهام [5] را با اتلاف انتهای بخش فعال استنینگ ترکیب کرد. نتایج این کار به نتایج تجربی، به‌ویژه در نزدیکی نسبت سرعت طراحی نزدیک‌تر بود. بیش‌ترین اختلاف به نتایج کار استنینگ [2] برای اتلاف پمپ سیال مربوط می‌شود. این اختلاف برای کار سوتر- تراپل [3] نسبت به کار استنینگ کمتر است، امّا هم‌چنان از نتایج تجربی فاصله دارد.

دویل [6] روش بهبودیافته‌ای براساس روش سوتر- تراپل و استنینگ توسعه داد. در این روش، اختلاف راندمان با نتایج تجربی کاهش یافت. اولسون [7]، نشان داد که اتلاف‌ها در خروجی کانال بلوکه شده

(تحت پذیرش جزئی) خیلی کوچک‌تر از اتلاف‌ها در سمت ورودی است. وی نشان داد، استفاده از یک بلوک برای جریان ورودی دارای اتلاف‌های کم‌تری خواهد بود. او در کار خود از اتلاف‌های نشتی صرف‌نظر کرد؛ درصورتی‌که در پذیرش جزئی، به‌دلیل توزیع اختلاف فشار جانبی و شعاعی شدید، این اتلاف‌ها دارای سهم زیادی در مجموع اتلاف‌ها می‌باشد.

بالژه و بینسلی [8]، برای برآورد عملکرد توربین در پذیرش جزئی، اتلاف‌های ناشی از پذیرش جزئی را به سه گروه اتلاف پرشدن و خالی شدن بخش فعال، اتلاف مربوط به جاروب بخش فعال توسط جریان ورودی، و اتلاف عمل پمپ سیال توسط پره تقسیم‌بندی کردند.

بررسی تجربی یک توربین تک‌مرحله‌ای توسط کلاسن [9]، برای برآورد تأثیر درجهٔ پذیرش‌های مختلف بر عملکرد توربین نشان داد که با کاهش درصد پذیرش جزئی، راندمان پایین می‌آید. کلاسن فرض کرد اتلاف پمپ سیال و اتلاف انتهایی متناسب با درصدی از کمان غیرفعال است و تمامی اتلاف‌های دیگر ثابت هستند.

یحیی و دویل [10] اتلاف‌های موجود در عملکرد یک توربین در شرایط پذیرش جزئی را به چهار دستهٔ (الف) عمل پمپ سیال توسط روتور (ب) اختلاط گاز در دو ناحیه (ج) نشتی سیال از بخش فعال به غیرفعال و (د) انبساط ناگهانی گاز فعال به گذرگاه پره (در ورود و خروج پره به ناحیهٔ پذیرش جزئی) تقسیم کردند و برای به‌دست آوردن راندمان روابطی پیشنهاد کردند. آنها تأکید کردند که روابط استنینگ [2] و سوتر- تراپل [3] مقادیر اتلاف را کمتر از مقدار واقعی در آزمایش‌ها و نتایج روابط ارائه‌شده توسط آنان نشان می‌دهند.

ورنیو [11] روشی را برای پیش‌بینی عملکرد یک توربین کوچک فراصوت توسعه داد. وی در مدل خود، ترکیبی از روش‌های سوتر- تراپل [3] و استنینگ [2] را به‌کار بست. او سعی کرد تأثیرات اندازهٔ پره‌ها و دیسک توربین را در مدل خود بیاورد. برای تحقق این موضوع، در مدل کردن اتلاف‌های اصطکاکی، ضرایبی براساس هندسهٔ روتور ارائه کرد.

بون و همکاران [12] تغییرات راندمان براساس سطح مقطع عرضی کانال و دبی جرمی را تشریح کردند. در آزمایش‌های آنها معلوم شد که راندمان توربین در پذیرش کلی به‌شکل مقطع عرضی کانال وابستگی زیادی دارد؛ امّا، در پذیرش جزئی، وابستگی راندمان به دبی جرمی بیش از شکل سطح مقطع می‌باشد.

چویی و همکاران [13] مدلی برای پیش‌بینی عملکرد یک توربین محوری کوچک (ضربه‌ای) با پذیرش جزئی ارائه دادند. در این کار تأکید شده است، زمانی‌که یک توربین در درصد پذیرش جزئی کم کار می‌کند، نازل با مقطع دایره‌ای عملکرد بهینه‌تری دارد و راندمان آن بسیار بیش‌تر از نازل‌هایی با مقاطع هندسی دیگر است.

آقایی و طوسی [۱۴]، پارامترهای مؤثر بر توزیع جریان در فضای محوری یک توربین فراصوت را که در شرایط پذیرش جزئی کار می‌کند، بررسی کردند. در این کار یک رابطهٔ کلی برای راندمان توربین ارائه شده است که در برآورد اتلاف‌های توربین درجهٔ پذیرش جزئی را لحاظ می‌کند.

جئونگ و همکاران [15,16] منحنی مشخصهٔ توربین را در قالب راندمان توربین برحسب نسبت فشارهای مختلف در سرعت دورانی ثابت تحلیل کردند. نتایج آزمایش‌های آنان نشان داد، بیش‌ترین راندمان در انبساط کامل جریان نازل می‌باشد.

با توجه به کارهای مختلف انجام شده، مشاهده می‌شود که تأثیر استفاده از پذیرش جزئی بر عملکرد توربین فراصوت بسیار قابل توجه است. بنابراین، نمی‌توان بدون ارزیابی‌های دقیق و درست، صرف

انجام محاسبات اولیهٔ طراحی، مجوز استفاده از این فن را در طراحی توربین موتورهای سیکل- باز صادر کرد، یا مانع از استفاده از آن شد. از این‌رو، لازم است تا با انجام آزمایش‌های تجربی در آزمایشگاه ویژه، منحنی‌های مشخصهٔ توربین را در شرایط مختلف کاری بررسی کرد و در مورد استفاده از پذیرش جزئی قضاوت کرد.

در این کار، با شرح مختصری از فرآیند طراحی آزمایشگاه توربین فراصوت و چگونگی اندازه‌گیری داده‌های تجربی لازم، منحنی‌های مشخصه به‌دست آمده از آزمایش‌های تجربی برای یک نمونه توربین در پذیرش جزئی و کلی مقایسه شده و چگونگی استفاده از پذیرش جزئی در این توربین تشریح شده است.

ارائهٔ فرآیندی نسبتاً کامل در طراحی آزمایشگاه توربین فراصوت بااستفاده از روش تشابه گازدینامیکی و نمایش نمونه‌هایی از منحنی مشخصه‌های تولیدشده در این آزمایشگاه، که به‌طور وسیعی در نقاط مختلف و متعدد کاری، با نتایج کارهای دیگران مقایسه و ارزیابی شده‌اند، از نوآوری‌های ارائه‌شده در این کار پژوهشی است.

آزمایشگاه توربین فراصوت

هزینهٔ انجام آزمایش‌ها در شرایط واقعی عملکردی، یا در آزمایش موتور بسیار بالا است. با وجود سطوح فشار و دمای بالا در این توربین‌ها نمی‌توان در بازه‌های زمانی مختلف آزمایش‌های لازم را انجام داد [17,18]. بنابراین، بایستی از روش‌های دیگری استفاده کرد. یکی از بهترین روش‌ها، روش هم‌سانی گازدینامیکی است. در این روش، با تغییر شرایط واقعی و حفظ پارامترهای عملکردی توربین، کاهش قابل ملاحظه‌ای در هزینه‌ها صورت می‌گیرد. به‌طور مثال، کاهش توان، فرکانس دوران، دما و فشار، ساده کردن طرح سکو [?] و ارزان‌تر کردن آزمایش‌ها و از این قبیل از نتایج کار است. کاهش فرکانس دوران، ضریب اطمینان بسته آزمایشی را افزایش می‌دهد و موجب ساده شدن اندازه‌گیری‌ها می‌شود. دبی جرمی سیال کاری نیز با کاهش فشار کم می‌شود.

برای حفظ شرایط هم‌سانی، دمای اولیه به‌گونه‌ای انتخاب می‌شود که با انبساط گاز در کل فرآیند، رطوبت موجود در هوا یخ نزند، یا قطرات آب ظاهر نشود.

روش هم‌سانی براساس روش تحلیل فراگیر (Generalized Analysis) بنا شده است و از ابزارهای تجربی مؤثر در تحقیقات امروزی است [19]. ویژگی اصلی این شیوهٔ تحقیق، این است که هر پدیدهٔ آن نمادی از مجموعهٔ پدیده‌های مشابه است و در ساختار منطقی آن، تحقیق و بررسی یک پدیدهٔ خاص در واقع شناخت خصوصیات کل انواع پدیده‌های مشابه است [19].

در این کار، براساس روش تشابه گازدینامیکی، آزمایشگاه توربین محوری فراصوت طراحی و ساخته شده است. در نصب، بهره‌برداری، نگهداری و اندازه‌گیری‌ها از استانداردهای مربوط [25-20] استفاده شده است.

مدار سکوی باز [26] برای این آزمایشگاه انتخاب شده است که در آن، سیال کاری (هوا) پس از به‌گردش در آوردن توربین، به محیط تخلیه می‌شود.

شرایط هم‌سانی و محاسبات مربوط

پارامترهای اصلی انتخابی برای هم‌سانی در این کار، عبارتند از: دما و فشار ورودی، فشار خروجی، سرعت دورانی، دبی جرمی و توان توربین. براساس استاندارد مرجع [21]، لازم است آزمایش در بازه‌ای انجام شود که حدود کرانی از شرایط طراحی و مجاز دور نگردد. صرف‌نظر از تلفات حرارتی، شرایط لازم برای تشابه جریان در توربین‌های مدل و واقعی به‌قرار زیر است:

۱. تشابه هندسی.

۲. تساوی عدد ماخ سرعت مطلق جریان M_C.

۳. تساوی عدد ماخ سرعت نسبی جریان M_W.

۴. تساوی عدد ماخ سرعت انتقالی جریان M_u.

۵. تساوی اعداد رینولدز Re.

شرط‌های ۲ تا ۴ از تشابه مثلث سرعت‌ها نتیجه می‌شوند. اگر نسبت سرعت آیزنتروپیک در توربین مدل و واقعی برابر انتخاب شوند و اعداد ماخ مطلق نیز برابر شوند، این شروط محقق خواهند شد [27, 28]. در این مدل‌سازی، هندسهٔ توربین حفظ شده و از تشابه سینماتیکی و گازدینامیکی استفاده شده است. برای تحقق این منظور، سه معیار M_C، M_u و Re به‌عنوان معیارهای اصلی لحاظ شده‌اند؛ چرا که این پارامترها در توزیع سرعت، دما و فشار تعیین کننده‌اند. براساس تساوی پارامترهای معیار فوق، روش محاسبهٔ پارامترهای توربین مدل استخراج می‌گردد [27-29].

ضریب تشابه هندسی مطابق رابطهٔ (۱) تعریف می‌گردد:

$$\psi_G = \frac{l_R}{l_m} \tag{۱}$$

l_R بعد دل‌خواه توربین اصلی و l_m بعد متناظر توربین مدل است. در پژوهش حاضر، $\psi_G = ۱$ می‌باشد.

با تأمین تشابه گازدینامیکی، ماخ جریان در مثلث سرعت‌های توربین در جریان واقعی و آزمایش یکسان خواهد بود. بر این اساس:

$$\frac{C_m}{C_R} = \frac{a_m}{a_R} = \sqrt{\frac{(kRT)_m}{(kRT)_R}} \tag{۲}$$

$$\frac{u_m}{u_R} = \frac{a_m}{a_R} = \sqrt{\frac{(kRT)_m}{(kRT)_R}} \tag{۳}$$

در این روابط، C سرعت مطلق، a سرعت صوت و T دمای استاتیک سیال است. زیرنویس‌های m و R، به‌ترتیب معرف شرایط مدل و واقعی هستند.

از برابری اعداد رینولدز، رابطهٔ (۴) نوشته شد:

$$\frac{Re_m}{Re_R} = \frac{(Cl\rho/\mu)_m}{(Cl\rho/\mu)_R} = 1{,}0 \tag{۴}$$

حال، براساس روابط (۱) و (۴) می‌توان نوشت:

$$\frac{\rho_m}{\rho_R} = \frac{C}{C_m}\frac{l_R}{l_m}\frac{\mu_m}{\mu_R} = \psi_G \frac{\mu_m}{\mu_R}\left(\frac{k_m}{k_R}\right)^{-0{,}5}\left(\frac{R_m}{R_R}\right)^{-0{,}5}\left(\frac{T_m}{T_R}\right)^{-0{,}5} \tag{۵}$$

$$\frac{P_m}{P_R} = \frac{\rho_m}{\rho_R}\frac{R_m}{R_R}\frac{T_m}{T_R} = \psi_G \frac{\mu_m}{\mu_R}\left(\frac{k_m}{k_R}\right)^{-0{,}5}\left(\frac{R_m}{R_R}\right)^{0{,}5}\left(\frac{T_m}{T_R}\right)^{0{,}5} \tag{۶}$$

محاسبهٔ نسبت فشار مدل با رابطهٔ (۷) انجام شد:

$$\left(\frac{P_{01}}{p_{s2}}\right)_m = \psi_G\left\{1 + \frac{(k-1)_m}{(k-1)_R}\left[\left(\frac{P_{01}}{p_{s2}}\right)_R^{\left(\frac{k-1}{k}\right)_R} - 1\right]\right\}^{\left(\frac{k}{k-1}\right)_m} \tag{۷}$$

ρ چگالی، μ لزجت دینامیکی و P فشار استاتیکی است.

لازم به گفتن است، باتوجه به انتخاب مدار باز برای آزمایشگاه توربین، فشار استاتیک خروجی در شرایط مدل، فشار اتمسفر خواهد بود. در این شرایط، برای رسیدن به شرایط صوتی در گلوگاه‌های نازل‌های همگرا- واگرای توربین، سطح فشار ورودی بزرگ‌تری لازم نخواهد بود.

براساس روابط (۴-۱)، ارتباط دور، دبی و توان چنین است:

$$\frac{n_m}{n_R}=\psi_G\left(\frac{k_m}{k_R}\right)^{0,5}\left(\frac{R_m}{R_R}\right)^{0,5}\left(\frac{T_m}{T_R}\right)^{0,5} \qquad (۸)$$

با جای‌گذاری مقادیرِ سکونِ دما و نسبت فشارها در رابطهٔ (۸):

$$\frac{n_m}{n_R}=\psi_G\left(\frac{k}{k-1}\right)_m^{0.5}\left(\frac{k-1}{k}\right)_R^{0.5}\left(\frac{R_m}{R_R}\right)^{0.5}$$
$$\left(\frac{(T_{01})_m}{(T_{01})_R}\right)^{0.5}\left(\frac{1-\left(p_{s2}/P_{01}\right)_m^{(k-1/k)_m}}{1-\left(p_{s2}/P_{01}\right)_R^{(k-1/k)_R}}\right)^{0.5} \qquad (۹)$$

دبی جرمی و توان توربین:

$$\frac{\dot m_{Tm}}{\dot m_{TR}}=\frac{C_m}{C_R}\frac{F_m}{F_R}\frac{\rho_m}{\rho_R}=\frac{1}{\psi_G}\left(\frac{\mu_m}{\mu_R}\right) \qquad (۱۰)$$

$$\frac{(N_T)_m}{(N_T)_R}=\frac{1}{\psi_G}\frac{\mu_m}{\mu_R}\frac{k_m}{k_R}\frac{R_m}{R_R}\frac{T_m}{T_R} \qquad (۱۱)$$

اگر شرایط آزمایش به‌گونه‌ای باشد که برابری رینولدز واقعی و مدل میسر نباشد، ضریب χ به‌صورت رابطهٔ (۱۲) تعریف می‌گردد:

$$\frac{Re_m}{Re_R}=\chi\ ,\ \chi\neq 1 \qquad (۱۲)$$

روابط قبلی با لحاظ χ شکل جدیدی می‌یابند. به‌عنوان مثال، روابط دبی و توان به‌شکل زیر بیان می‌شوند:

$$\frac{\dot m_{Tm}}{\dot m_{TR}}=\frac{\chi}{\psi_G}\left(\frac{\mu_m}{\mu_R}\right) \qquad (۱۳)$$

$$\frac{(N_T)_m}{(N_T)_R}=\frac{\chi}{\psi_G}\frac{\mu_m}{\mu_R}\frac{k_m}{k_R}\frac{R_m}{R_R}\frac{T_m}{T_R} \qquad (۱۴)$$

حفظ ضریب آدیاباتیک جریان متضمن حفظ مقادیر پارامترهای جریان در رژیم آزمایش و شرایط برابری پارامترهایی هم‌چون u/C_{is} و Re است. با تغییر k، تصویر فیزیکی جریان دگرگون می‌شود.

مدل پایه و کد محاسباتی

مدل پایه‌ای انتخاب شد که محاسبات هم‌سانی برمبنای داده‌های طراحی آن انجام شود. این مدل، یک توربین فراصوت ضربه‌ای تک‌مرحله‌ای است که در شرایط پذیرش جزئی، نیروی محرکهٔ یک توربوپمپ سوخت و اکسیدکننده را تأمین می‌کند [۱۴]. شکل (۱) استاتور و نازل‌های این توربین را نشان می‌دهد. این نازل‌های هم‌گرا- واگرا، جریان پرفشار ورودی را به جریان فراصوت تبدیل می‌کنند. افت شدید دما در این فرآیند، در طراحی آزمایشگاه لحاظ شده است.



شکل ۱ استاتور و نازل‌های توربین فراصوت ضربه‌ای مدل پایه

طراحی این مدل بااستفاده از کد طراحی توسعه‌یافته توسط نویسندگان مقاله صورت گرفته است [۳۰]. ورودی‌های کد طراحی توربین، مشخصات ترمودینامیکی مانند فشار و دمای سکون در ورود، نسبت فشار، دبی جرمی، مشخصات ترموفیزیکی سیال، توان مورد نظر و قیود یا ابعاد هندسی مانند نسبت قطر دیسک توربین به قطر پمپ سوخت یا قطر میانگین

دیسک توربین می‌باشد.

زیروالی از این کد به محاسبات هم‌سانی اختصاص دارد که پس از تولید نتایج طراحی و نهایی شدن آن، برمبنای روابط (۱-۱۴)، مقادیر هم‌سان‌شده در آزمایش‌ها را ارائه می‌دهد. مشخصات عملکردی هم‌سان‌شده برای آزمایش و ابعاد هندسی این توربین به‌ترتیب در جداول (۱ و ۲) ارائه شده است.

جدول ۱ مشخصات عملکردی توربین در رژیم هم‌سانی

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
فشار سکون ورودی	P_{01}	$۷/۵ \times ۱۰^{۵}$	Pa
فشار استاتیک خروجی	p_{s2}	$۱/۰ \times ۱۰^{۵}$	Pa
دمای سکون ورودی	T_{01}	۴۵۰	K
دبی جرمی	$\dot{m}_T$	۰/۵۰	kg/s
راندمان کل به استاتیک	η_T	۰/۴۸	–
سرعت روتور	ω	۱۰۰۰	rad/s

جدول ۲ مشخصات هندسی توربین

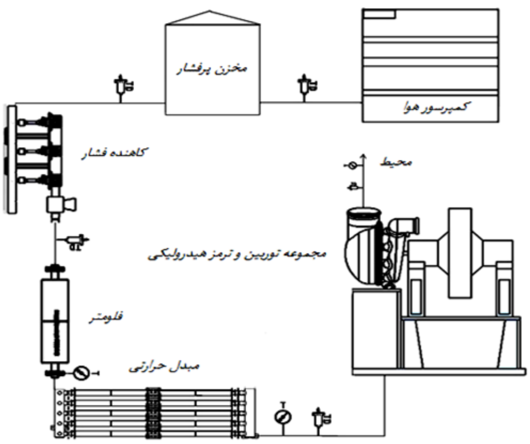
پارامتر	نماد	مقدار	واحد
قطر میانگین روتور	D_m	۲۱۰	mm
ضریب جریان	φ	۰/۹۵	–
تعداد پره‌ها	Z_b	۷۰	عدد
تعداد پره‌های بخش فعال	Z_{ba}	۱۹	عدد
نسبت منظری پره	h_b/b_b	۲	–
زاویه نصب نازل	α_N	۱۹	deg

آزمایش‌های منحنی مشخصهٔ توربین

در این آزمایشگاه، دست‌یابی به منحنی مشخصه به دو روش فراهم شده است. روش اول، روشِ مربوط به تغییر سرعت آیزنتروپیک (C_{is}) می‌باشد که با تغییر فشار ورودی در سرعت ثابت حاصل می‌شود. در روش دوم، با تثبیت فشار ورودی و تغییر دور دینامومتر می‌توان مقدار سرعت دورانی یا فرکانس چرخش و به دنبال آن، سرعت خطی را تغییر داد. تغییرات مورد نظر در بازهٔ ۲۰ ± درصد مقادیرِ هم‌سان‌شده خواهد بود.

اجزای اصلی مدار باز آزمایش توربین فراصوت

شکل (۲) چیدمان اجزای آزمایشگاه را نشان می‌دهد. کمپرسورها مخازن پرفشار را تغذیه می‌کنند. هوا متناسب با آزمایش در مبدل حرارتی با توان بیشینه ۱ MW گرم می‌شود. هوای گرم‌شده وارد توربین می‌گردد و پس از چرخاندن توربین به اتمسفر تخلیه می‌شود. یک دینامومتر جریان گردابی توان تولیدی را جذب می‌کند. هستهٔ دینامومتر با آب و بلبیرینگ روتور با روغن خنک‌کاری می‌شوند. قبل و بعد از هرکدام از اجزای اصلی، اندازه‌گیری دما و فشار مطابق با استانداردها [20-24] اندازه‌گیری می‌شود. دبی در بالادست مبدل اندازه‌گیری می‌شود.



شکل ۲ چیدمان زیرسامانه‌های اصلی آزمایشگاه توربین [31]

منحنی‌ها و پارامترهای زیر در آزمایشگاه قابل حصول است:

۱. منحنی مشخصهٔ توان- سرعت ($N_T - \omega$) در فشار ورودی ثابت ($P_{01} = cte$).
۲. منحنی مشخصه توان- نسبت فشار ($N_T - \pi_T$) در دور ثابت ($\omega = cte$).
۳. دبی گاز عبوری از توربین.

۴. دمای گاز قبل و بعد از توربین.
۵. فشار گاز قبل و بعد از توربین و در نقاط مختلف آن.
۶. سرعت روتور.
۷. ممان پیچشی روتور.

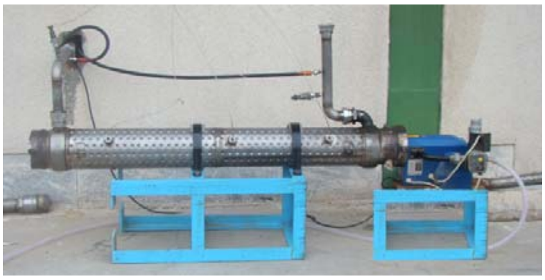
برخی از اجزای اصلی آزمایشگاه درادامه معرفی می‌گردند.

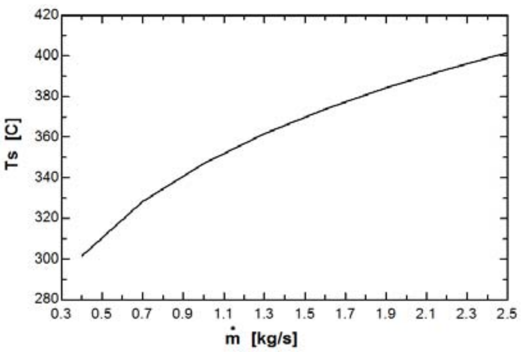
مبدل حرارتی

سطح فشار اولیهٔ مخازن بالا (۳۰۰ بار) انتخاب شده است، تا امکان داده‌برداری از نقاط مختلف کاری ممکن باشد. هوای پرفشار در مسیر انتقال به توربین در دو مرحله کاهش فشار می‌یابد تا امکان تغییرفشار ورودی توربین در بازهٔ مناسب برای تولید منحنی مشخصه فراهم باشد. کاهش شدید فشار در مسیر انتقال و بخش واگرای نازل‌ها، باعث یخ بستن قطرات آب موجود در هوا می‌شود (شکل ۳). باکمک قوانین ترمودینامیک و جداول مربوط و محاسبات گازدینامیکی توربین، کاهش دما در افت فشارها محاسبه شد.


شکل ۳ یخ بستن لوله پس از کاهندهٔ فشار

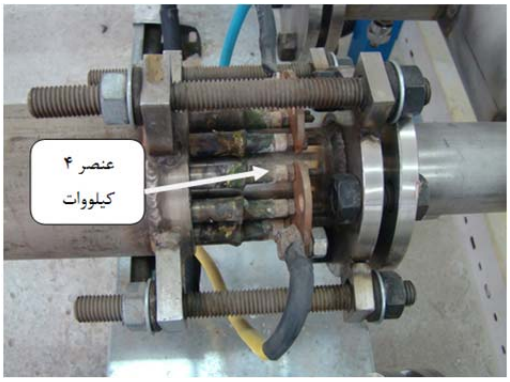
استفاده از مبدل‌های حرارتی که از سوخت‌های هیدروکربنی استفاده می‌کنند، مانند مولد گاز متان، الکل و هیدروژن، باتوجه به راندمان پایین این سامانه‌ها در نتایج به‌دست آمده از آزمایش‌های اولیه و مسائل دیگری مانند تعمیر و نگهداری آنها، از نظر گروه طراح آزمایشگاه (نویسندگان مقالهٔ حاضر و همکاران) نامناسب تشخیص داده شد. به‌طور مثال، در مورد مبدل دوجداره با سوخت متان که در شکل (۴) نمایی از این آزمایش نشان داده شده است، درصورت افزایش دبی عبوری، دمای جدارهٔ بیرونی، با نرخ نشان داده‌شده در شکل (۵) افزایش می‌یابد و تنش‌های حرارتی بالا می‌رود که مطلوب نیست.


شکل ۴ آزمایش لولهٔ دوجداره با سوخت متان



شکل ۵ توزیع دمای پوستهٔ لوله دوجداره برحسب دبی جرمی عبوری

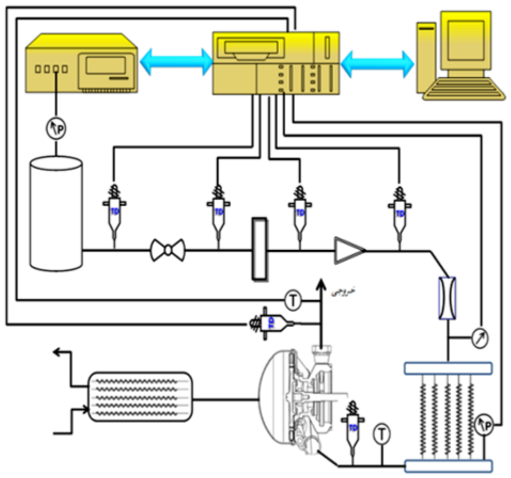
براساس آزمایش‌ها و بررسی‌های مختلف، طرح مبدل حرارتی الکتریکی با عناصر حرارتی ۴ کیلو واتی در ۲۰ سلول مخصوص، که هر سلول توان ۴۸ kW را تأمین می‌کند (شکل ۶)، طراحی شده است. باتوجه به داده‌های جدول (۲)، چهار سلول برای تأمین دبی و حرارت مورد نیاز در این پژوهش کافی است.



شکل ۶ عناصر ۴ کیلو واتی در هر سلول

سامانه داده‌برداری و اندازه‌گیری

با طراحی الگوریتم‌های کارآ، امکان داده‌گیری‌های بزرگ‌تر برای هر نقطه با خطای آماری کم‌تر فراهم شد. شکل (۷) نمای کلی داده‌برداری در این آزمایشگاه را نشان می‌دهد.



شکل ۷ نمای کلی از چگونگی داده‌برداری در آزمایشگاه توربین

در جدول (۳) دقت تجهیزات اندازه‌گیری آمده است. دقت اندازه‌گیری توان توربین روی دینامومتر ±۱٪ است. سامانه داده‌برداری و کنترل بااستفاده از یک الگوریتم پیشرفته، وظیفهٔ اندازه‌گیری‌ها و کنترل فرمان‌یارها (سرورگولاتورها)، شیرآلات کنترلی و تنظیم‌کننده‌ها، مبدل حرارتی و سامانهٔ ایمنی را برعهده دارد.

جدول ۳ دقت و مدل تجهیزات اندازه‌گیری

ابزار اندازه‌گیری	نوع/ اندازه‌گیری	دقت
گیج فشار	نسبی	۰/۱٪ در مقیاس کامل
	مطلق	۰/۰۵٪ در مقیاس کامل
دبی‌سنج	اُپتی‌مث-۷۰۰۰	٪۰/۵
دورسنج	مغناطیسی	±۵ RPM
گشتاورسنج	دی‌بی‌بی‌پی-۵۰۰	±۰/۰۳٪
حسگر دما	آرتی‌دی-پی‌تی۱۰۰	۰/۱٪

در مسیر ورود به توربین، از چهار حسگر دما و چهار حسگر فشار استفاده شده است [22]. میانگین مقدار اندازه‌گیری‌شده توسط چهار حسگر دما و فشار، دقت بالا و عدم قطعیت قابل قبولی خواهد داشت. به‌منظور جلوگیری از تخریب توزیع جریان، حسگرها طوری نصب شده‌اند که کمترین اغتشاش در جریان وارد شود. کانال‌های استفاده‌شده دارای نسبت طول به قطر ثابت و بیشتر از ۲ می‌باشند. لوله‌های هادی فشارسنج‌ها روی دیواره با زاویهٔ نود درجه و هم‌تراز با سطح نصب شده‌اند (شکل ۸).



شکل ۸ نحوهٔ نصب حسگرها روی سطح

نوع و مشخصات حس‌گرهای فشار در جدول (۴) آمده است.

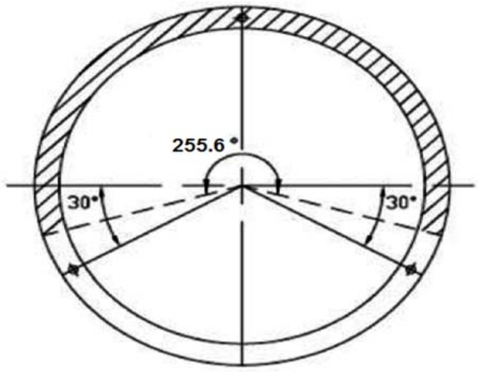
کالیبراسیون حسگرهای فشار در هر آزمایش انجام می‌شود.

جدول ۴ مشخصات حسگرهای فشار

نوع حسگر	تعداد (عدد)	نوع اندازه‌گیری	دقت اندازه‌گیری
۴۰۰ بار	۴	نسبی	٪ ۰/۲ در مقیاس کامل
۲۵۰ بار	۲	نسبی	٪ ۰/۲ در مقیاس کامل
۱۰۰ بار	۲	نسبی	٪ ۰/۲ در مقیاس کامل
۳۰ بار	۵	نسبی	٪ ۰/۱۵ در مقیاس کامل
۱۶ بار	۳	نسبی	٪ ۰/۲ در مقیاس کامل
۱۰ بار	۷	نسبی	٪ ۰/۳ در مقیاس کامل
۶ بار	۱۰	نسبی	٪ ۰/۲ در مقیاس کامل
۱– تا ۳ بار	۱۰	نسبی و ترکیبی	٪ ۰/۲ در مقیاس کامل
۲ بار	۱۰	مطلق	٪ ۰/۰۵ در مقیاس کامل

روش اندازه‌گیری دما (سکون) مشابه فشار است. موقعیت اندازه‌گیری دما همیشه پایین‌دست فشار است. اندازه‌گیری دقیق دما در پایین‌دست روتور برای برآورد راندمان حرارتی حائز اهمیت است. حس‌گرهای دما در این ناحیه، مطابق با توصیهٔ وارما و ساندرانایاگام [32] در سه نقطه با زوایای مساوی ۱۲۰ درجه نسبت به‌هم چیده شده‌اند. فاصله از صفحهٔ خروجی روتور به اندازه ۵ تا ۷ برابر وتر پرهٔ روتور مناسب است؛ زیرا در این ناحیه جریان خروجی به‌طور کامل توسعه یافته است [32]. میانگین عددهای خوانده‌شده به‌عنوان دمای پایین‌دست روتور محسوب می‌شود. در شکل (۹)، محل نصب حسگرهای دما در خروجی روتور نشان داده شده است. محل هاشور نخورده، ناحیهٔ فعال پذیرش جزئی است که برای توربین مدل برابر با ۱۰۴/۴ درجه است.

برای اندازه‌گیری دبی جرمی از دبی‌سنج‌های کوریولیس با مشخصات ارائه‌شده در جدول (۵) استفاده شده است.



شکل ۹ محل نسبی چیدمان حسگرهای دما در پایین‌دست روتور

جدول ۵ مشخصات فنی دبی‌سنج‌ها

نوع	تعداد (دستگاه)	اندازه‌گیری	دقت اندازه‌گیری
دبی‌سنج جرمی	۲	تا ۳ kg/s	٪۰/۱
تکرارپذیری<٪۰/۰۵ پایداری صفر: ٪۰/۰۱۵± مقدار نامی			

طراحی حالت‌های مختلف کنترلی آزمایش‌ها

ایجاد امکان توقف در یک نقطه از منحنی عملکردی توربین و اندازه‌گیری دقیق سایر پارامترهای عملکردی در آن نقطه، حائز اهمیت است. رسیدن به نقطهٔ عملکردی مشخص، مستلزم کنترل دقیق دور و گشتاور موتور می‌باشد و این امر به‌وسیلهٔ حالت‌های (مودهای) کنترلی مختلف عملی گردید.

باتوجه به ناپایدار بودن دور توربین، به‌کمک کنترل گشتاور، امکان تثبیت آن روی یک دور مشخص، فراهم شد. در صورت عبور دور از یک دور خواسته‌شده، گشتاور ترمزی افزایش می‌یابد تا دور دوباره به مقدار قبلی برگردد، و برعکس.

برای این منظور از چهار روش کنترل دور ثابت، کنترل گشتاور ثابت، کنترل گشتاور- دور و دور-گشتاور، استفاده شده است. در روش کنترلی گشتاور-دور، گشتاور به‌وسیلهٔ دینامومتر و دور به‌وسیلهٔ

فرمان‌یار کنترل می‌شود. در دو روش کنترلی گشتاور– دور و دور– گشتاور، نمی‌توان با یک وسیله دو پارامتر را ثابت نگه داشت. روش‌های کنترلی دینامومتر در جدول (۶) نشان داده شده است.

جدول ۶ حالت‌های کنترلی دینامومتر

حالت کنترل	
۰	فرمان‌یار در حالت بدون بازخورد؛ تثبیت دور توسط دینامومتر
۱	فرمان‌یار در حالت بدون بازخورد؛ تثبیت گشتاور توسط دینامومتر؛ دور موتور بدون کنترل
۲	تثبیت گشتاور به‌وسیلهٔ فرمان‌یار؛ تثبیت دور توسط دینامومتر
۳	تثبیت گشتاور توسط دینامومتر؛ تثبیت دور توسط فرمان‌یار

محاسبهٔ راندمان توربین پذیرش جزئی در آزمایشگاه

به‌طور معمول، رابطهٔ راندمان توربین شکل یک سهمی وارونه را دارد که با یک چندجمله‌ای از درجهٔ دو یا سه برای استفاده در کارهای تجربی در یک سرعت دورانی ثابت بیان می‌شود. به‌عنوان مثال، جنسن و همکاران [33]، بلیایف و چرباکف [34] و اُرکیس و استوارت [35] مدل‌هایی را برای راندمان توربین در جهت استفاده در آزمایش‌های تجربی ارائه کرده‌اند که به‌ترتیب می‌توان آنها را به‌شکل روابط (۱۵–۱۷) نشان داد.

$$\eta_T = a_0 + a_1\omega + (a_2 + a_3)\left(\frac{u}{C_{is}}\right) + (a_4 + a_5\omega)\left(\frac{u}{C_{is}}\right)^2 \quad (۱۵)$$

$$\eta_T = a_0 + a_1\left(\frac{u}{C_{is}}\right) + a_2\left(\frac{u}{C_{is}}\right)^2 \quad (۱۶)$$

$$\eta_T = a_0 + a_1\omega + a_2\omega^2 + a_3\omega\pi_T + a_4\pi_T + a_5\pi_T^2 \quad (۱۷)$$

در این روابط، ضرایب $a_{(i)}, (i=0,1,2)$ مقادیری ثابت هستند و $\pi_T = (P_{01}/p_{s2})$ نسبت انبساط توربین می‌باشد.

این روابط برای توربین‌های کوچک روابط مناسبی هستند، امّا هیچ نوع وابستگی به درجه پذیرش جزئی ندارند. بنابراین، برای توربین‌های دارای پذیرش جزئی قابل استفاده نیستند.

آقائی‌طوق و طوسی [37 ,36 ,14]، رابطهٔ (۱۸) را برای محاسبهٔ راندمان توربینِ دارای پذیرش جزئی در آزمایشگاه معرفی کرده‌اند.

$$\eta_T = 3.75\left(\frac{u}{C_{is}}\right) - 20.0\left(\frac{u}{C_{is}}\right)^2 + 5.0\left(\frac{u}{C_{is}}\right)^3 + 18.0\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}\left(\frac{u}{C_{is}}\right)^3 \quad (۱۸)$$

با توجه به نتایج کار آقائی‌طوق [38]، این رابطه انطباق خوبی با داده‌های تجربی دارد و با لحاظ درجهٔ پذیرش جزئی، نسبت به نتایج مشابه (مانند رابطهٔ چرباکف) دقیق‌تر است.

شرایط انجام آزمایش‌های تجربی

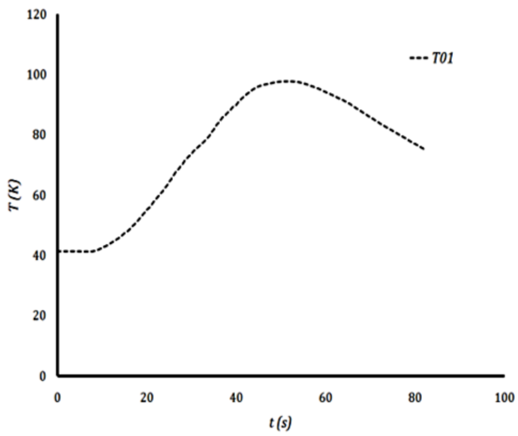
قبل از داده‌برداری اصلی، جریان در مدار وارد می‌شود و به‌حالت یکنواخت می‌رسد. امکان برقراری آزمایش و انجام اندازه‌گیری فشار و دما به‌میزان بیش از ۵۰ s فراهم شده است تا نسبت به یکنواخت شدن جریان اطمینان حاصل شود. معیار یکنواختی جریان، پارامترهای داده‌شده در جدول (۷) می‌باشد.

جدول ۷ شرایط یکنواخت بودن جریان در آزمایش [23, 38]

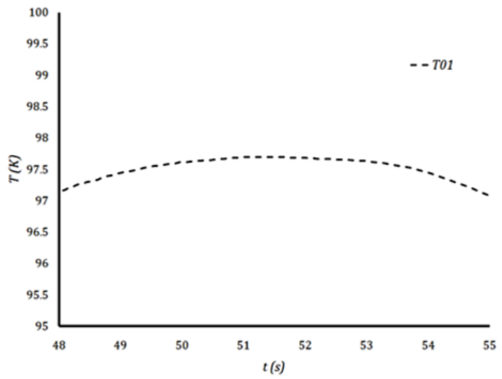
پارامتر	نماد
راندمان	میانگین نوسان <٪۰/۵ ±
نسبت فشار	٪۰/۵ ± از مقدار میانگین
توان	٪۱ ± از مقدار میانگین
دمای ورودی به توربین	± ۴ (°C)
سرعت دورانی	± ۱۰(RPM)

در آزمون عملکردی توربین، نباید نوسان‌های توان به‌وجود آید؛ از این‌رو، دما و فشار ورودی در یک مقدار ثابت در طول آزمون حفظ شده‌اند. تغییرات پارامترهای اندازه‌گیری‌شده در زمان آزمایش در محاسبات عدم قطعیت لحاظ شده است. در شکل (۱۰) نمودار تغییرات دما در زمان آزمایش نشان داده شده است. زمان آزمایش ۸۲ ثانیه بوده است. داده‌های اصلی عملکرد توربین در بازه‌ای از آزمایش اندازه‌گیری شده‌اند که دمای جریان، به‌مدت چند ثانیه ثبات نسبی (جدول ۸) داشته است. این زمان برای تمامی آزمایش‌ها حدود ۲۰ ثانیه است.

زمان نسبتاً پایدار برای داده‌برداری بین ثانیه‌های ۴۰ تا ۶۰ می‌باشد. تغییرات دما در فاصله زمانی ۴۸ تا ۵۴ ثانیه در شکل (۱۱) ارائه شده است. مشاهده می‌شود حداقل در پنج ثانیه، پایداری دمای ورودی کاملاً برقرار است و در بازهٔ بیشتر زمانی نیز، بیشینه اختلاف دما در حدود ۰/۳ درجه سانتی‌گراد است؛ در حالی‌که جدول (۷) تا اختلاف ۴ درجه را نیز اجازه می‌دهد.



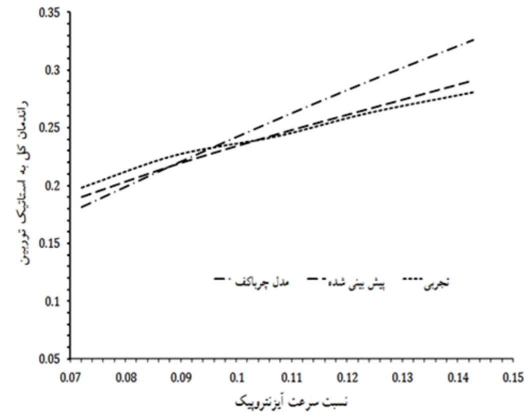
شکل ۱۰ تغییرات دمای ورودی در کل زمان آزمایش در دور ۵۰۰۰ rpm



شکل ۱۱ تغییرات دمای ورودی در زمان داده‌برداری در دور ۵۰۰۰ rpm

صحه‌گذاری و ارزیابی آزمایش‌ها

در شکل (۱۲) مقایسه‌ای از نتایج حاصل از مدل پیش‌بینی عملکرد توربین و آزمایش‌های تجربی برای توربین مدل ارائه شده است. برای مقایسه با نتایج کار دیگران نیز، به‌عنوان نمونه، نتیجهٔ کار چرباکف به منحنی‌ها اضافه شده است.



شکل ۱۲ مقایسهٔ نتایج مدل پیش‌بینی عملکرد با نتایج تجربی

در این شکل، انطباق خوبی بین نتایج کد پیش‌بینی و تجربی مشاهده می‌شود. از آن‌جایی‌که کد پیش‌بینی قبلاً با نتایج آزمایش‌های عملکردی توربین در شرایط واقعی صحه‌گزاری شده است، می‌توان گفت که نتایج آزمایش‌ها در شرایط هم‌سانی، نتایج قابل قبولی هستند.

از دیگر نقاط قابل توجه در این شکل، اختلاف نتایج مدل چرباکف در نسبت سرعت‌های بالا با کار حاضر است. این اختلاف‌ها می‌توانند ناشی از عدم لحاظ تأثیر درجهٔ پذیرش جزئی در کار چرباکف باشد.

در جدول (۸)، نتایج کد پیش‌بینی عملکرد و آزمایش‌ها مقایسه شده‌اند.

جدول ۸ مقایسهٔ نتایج کد پیش‌بینی عملکرد و آزمایش‌های تجربی

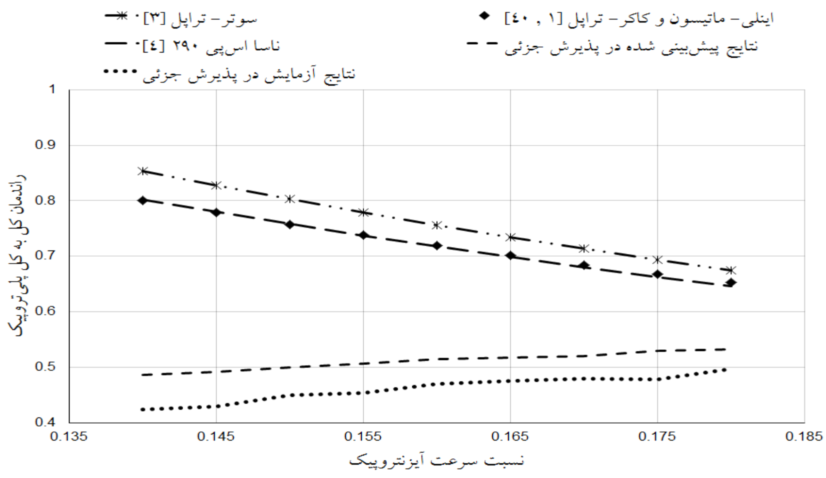
سرعت دورانی	نسبت سرعت	فشار ورودی	راندمان کل به استاتیک توربین		
(RPM)	–	(bar)	کد پیش‌بینی	آزمایش تجربی	درصد اختلاف
۵۰۰۰	۰/۰۹	۷/۴۱	۰/۲۱۸	۰/۲۲۶	٪-۳/۵
۶۰۰۰	۰/۱۱	۷/۴۱	۰/۲۴۴	۰/۲۴۲	٪۰/۸
۷۰۰۰	۰/۱۲	۷/۴۹	۰/۲۶۶	۰/۲۶۳	٪۱/۱
۸۰۰۰	۰/۱۴	۷/۴۸	۰/۲۹۱	۰/۲۸۱	٪۳/۵

کمینه اختلاف بین داده‌های کد پیش‌بینی و نتایج تجربی ٪۰/۸ و بیشینهٔ آن ۳/۵ درصد است. با افزایش نسبت سرعت، افزایش اختلاف مشاهده می‌شود. دلیل آن، افزایش اتلاف‌ها مکانیکی و ترمودینامیکی در آزمایش‌های تجربی است که موجب فاصله‌یافتن از نتایج پیش‌بینی‌شده می‌گردد. افزایش راندمان با افزایش نسبت سرعت آیزنتروپیک مورد انتظار است [32] و رفتار و جهت کلی نمودارها درست است.

باتوجه به نتایج به‌دست آمده می‌توان ادعا کرد که نتایج آزمایشگاه توربین مورد اعتماد و قابل استفاده است.

ارزیابی راندمان توربین در پذیرش جزئی

منحنی مشخصهٔ توربین مورد مطالعه با درجهٔ پذیرش ۲۹ درصدِ تک‌بلوک، بااستفاده از مدل اتلافی پیش‌بینی شده و اندازه‌گیری‌های تجربی در شکل (۱۳) ارائه شده است. به این شکل، منحنی‌های به‌دست آمده از روش‌های اینلی- ماتیسون [1] سوتر- تراپل [3]، NASA SP-290 [4] نیز اضافه شده است. سوتر و تراپل، اتلاف انتهای بخش (end of sector loss) را به محدودهٔ باز روتور نسبت دادند که تحت تأثیر جریان ورودی از استاتور قرار می‌گیرد. تخمین سوتر- تراپل از مقادیر تجربی بیشتر است. نتایج گزارش NASA SP-290 و اینلی- ماتیسون بازبینی شده در محدودهٔ نسبت سرعت آیزنتروپیک آزمایش‌های این پژوهش کاملاً یکسان است. باتوجه به شکل (۱۳)، در نسبت سرعت بالا، نتایج کار حاضر به نتایج کار دیگران نزدیک‌تر می‌شود.



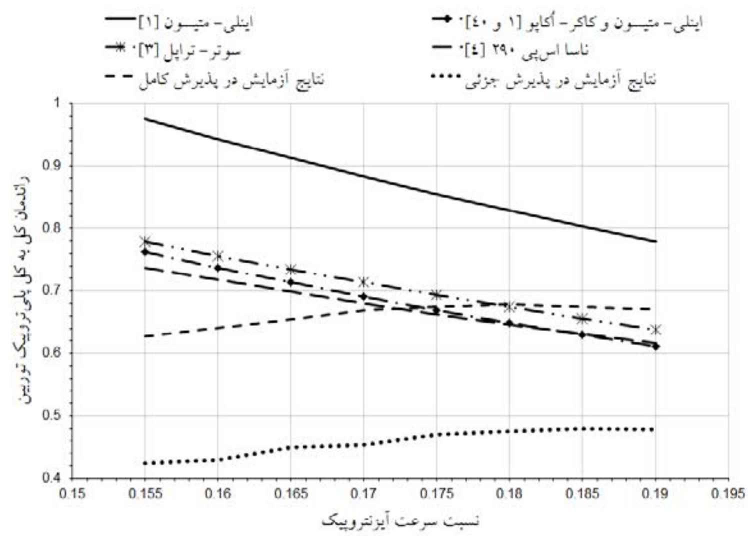
شکل ۱۳ منحنی مشخصهٔ توربین در پذیرش جزئی

باید توجه داشت، علت ناهمسو بودن منحنی‌های کار حاضر با کار دیگران، انتخاب یک ناحیهٔ خاص از کل رفتار منحنی مشخصهٔ توربین‌های مورد مطالعه، در یک نسبت سرعت خاص است. به‌طوری‌که تفاوت نوع توربین‌ها، از جمله از نظر نسبت منظری پره‌ها و کلاس اندازهٔ توربین‌ها موجب تفاوت در ناحیه‌های بیشینه و کمینهٔ منحنی مشخصه‌ها می‌گردد [17]. دلیل این تفاوت‌ها در تفاوت الگوی جریان و توزیع اتلاف‌ها در توربین‌های بزرگ و کوچک است.

مقایسهٔ راندمان توربین در پذیرش کامل و جزئی

روبرت و همکاران [39] به‌طور تجربی نشان دادند که با کاهش درجهٔ پذیرش جزئی به کمتر از نصف پذیرش کامل، راندمان و توان تولیدی توربین به‌شدت افت پیدا می‌کند. استنینگ [2] با کاهش کمان پذیرش توربین، کاهش راندمان را نشان داد. در کار حاضر باتوجه به درجهٔ پذیرش توربین تحت مطالعه (۲۹٪)، انتظار می‌رود راندمان توربین نسبت به شرایط پذیرش کامل افت قابل توجهی داشته باشد.

نتایج مقایسهٔ منحنی مشخصهٔ توربین در پذیرش کامل و جزئی در شکل (۱۴) نشان داده شده است. تغییرات راندمان پیش‌بینی‌شده در همان محدودهٔ نسبت سرعت بااستفاده از روش اینلی- ماتیسون نیز در این شکل ارائه شده است. راندمان به‌دست آمده از روش اینلی- ماتیسون مقادیر بیش‌تری نسبت به نتایج کار حاضر در پذیرش کامل نشان می‌دهد. چنانچه در بخش قبلی هم اشاره شد، اصولاً روش اینلی- ماتیسون با پره‌هایی با نسبت منظری ۳ به‌دست آمده است و وجود این اختلاف منطقی است؛ زیرا نسبت منظری تأثیر مستقیم و اساسی بر اتلاف‌ها جریان ثانویه دارد. پیش‌بینی‌های اینلی- ماتیسون توسط کاکر و اوکاپو [40] بازبینی شد و تأثیر جریان ثانویه دیده شد. مدل بازبینی‌شده (روش اینلی- ماتیسون با اتلاف جریان ثانویه) توسط کاکر- اوکاپو نیز در شکل (۱۴) ارائه شده است، که به نتایج کار حاضر نزدیک‌تر است. باتوجه به نتایج ارائه‌شده در شکل (۱۴) راندمان توربین در پذیرش جزئی بیش از بیست واحد کاهش یافته است.

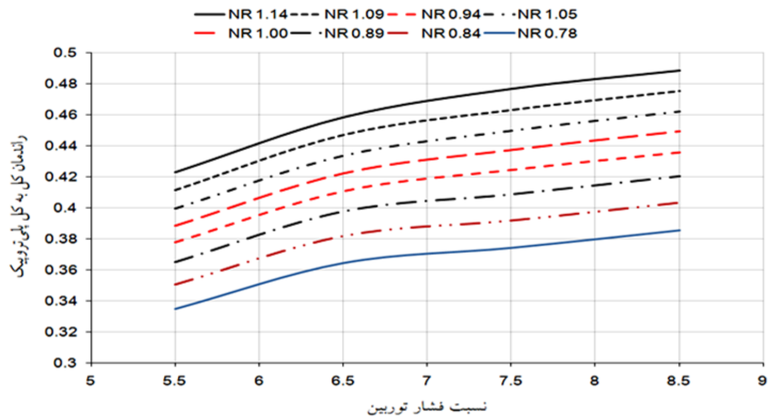


شکل ۱۴ تغییرات راندمان توربین در پذیرش کامل و جزئی

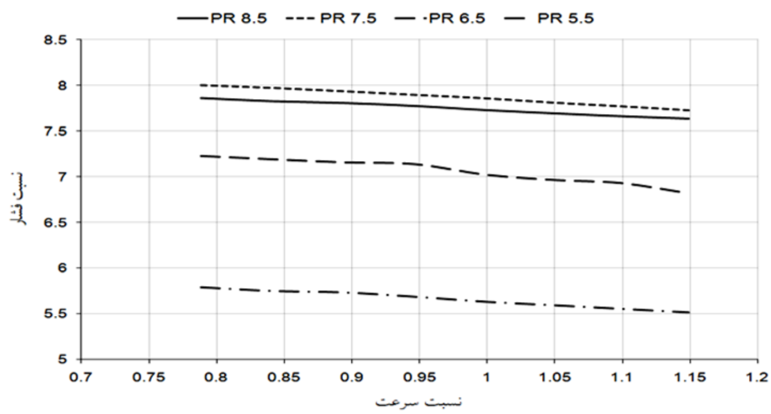
باتوجه به شکل‌های (۱۳ و ۱۴) روند تغییرات منحنی‌ها در نسبت سرعت‌های بالاتر، با روند تغییرات منحنی‌های شکل (۱۲) انطباق خوبی دارد. یعنی رابطهٔ ارائه‌شده برای راندمان در بازهٔ مناسبی از نسبت سرعت، رفتار قابل انتظاری به‌عنوان منحنی مشخصهٔ توربین نشان می‌دهد. عدم انطباق‌ها مربوط به کارهای دیگران است که دلایل توجیهی خود را دارند و در بخش‌های قبل توضیح داده شد. مانند مدل اینلی- ماتیسون که برای پره‌هایی با نسبت منظری ۳ ارائه شده است.

شکل (۱۵) تغییرات راندمان برحسب نسبت فشار توربین در سرعت‌های دورانی مختلف $\left(NR = \omega/\omega_D\right)$ را نشان می‌دهد. براساس این شکل، زمانی‌که سرعت دورانی به بیش از سرعت طراحی می‌رسد، به‌دلیل افزایش نسبت سرعت، راندمان توربین افزایش می‌یابد.

یکی دیگر از نمودارهای به‌دست آمده به‌عنوان منحنی عملکرد توربین در شرایط مختلف کاری، در شکل (۱۶) ارائه شده است. منحنی‌های این شکل نشان می‌دهند که با افزایش سرعت دورانی، نسبت فشار نازل اندکی کاهش یافته است. نکتهٔ قابل‌توجه این است که با افزایش نسبت فشار توربین به بیش از مقدار طراحی (PR_{Design}=۷/۵)، نسبت فشار نازل کاهش یافته است. کاهش نسبت فشار نازل نشان‌دهندهٔ انبساط بیشتر جریان و کاهش اتلاف فشار سکون در فاصلهٔ محوری خروجی نازل- ورودی روتور است. بنابراین، راندمان توربین به‌دلیل بهبود شرایط ترمودینامیکی افزایش می‌یابد.



شکل ۱۵ تغییرات راندمان توربین در نسبت فشارهای مختلف در سرعت‌های دورانی مختلف



شکل ۱۶ تغییرات نسبت فشار نازل برحسب نسبت سرعت در نسبت فشارهای مختلف توربین

باتوجه به شکل (۱۶)، در نسبت فشار توربین ۵/۵، منحنی‌های نسبت فشار توربین و نازل در سرعت‌های دورانی بالا، تقریباً باهم برابری می‌کنند.

تحلیل خطا و عدم قطعیت در اندازه‌گیری‌ها

هدف از تحلیل خطا، خطای ناشی از دقت وسایل اندازه‌گیری مورد استفاده در آزمایشگاه است که قابل‌محاسبه می‌باشند. در مورد خطاهای دیگر، تا حد ممکن سعی شده است تا از تأثیر آنها بر نتایج آزمایش، اجتناب شود. در این بخش نمونه‌ای از تحلیل خطا و عدم قطعیت‌ها در دور ۵۰۰۰ rpm ارائه شده است.

تحلیل خطا

در دور ۵۰۰۰ rpm، با فشار سکون ورودی ۷/۴۱ بار، نتایج تکرار آزمایش‌ها به شرح جدول (۹) می‌باشد.

جدول ۹ نتایج تکرارپذیری آزمایش‌های تجربی در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه

آزمایش	T_{01}	T_{02}	P_{01}	p_{s2}	η_T
۱	۳۷۰/۸۵	۳۳۴/۵۵	۷/۴۱	۰/۹۹۶	۰/۲۲۶
۲	۳۷۰/۸۶	۳۳۳/۷۵	۷/۴۱	۰/۹۹۶	۰/۲۲۸
۳	۳۷۱/۹۷	۳۳۵/۱۵	۷/۴۲	۰/۹۹۶	۰/۲۲۸
۴	۳۷۱/۸۳	۳۳۴/۶۵	۷/۴۲	۰/۹۹۶	۰/۲۳۰

در محاسبهٔ خطا، میانگین راندمان به‌دست آمده از چهار آزمایش حساب می‌شود:

$$\overline{X}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}X_i$$
$$\overline{\eta}_{ts}=\frac{1}{4}\left(0.226+0.228+0.228+0.230\right)=0.228$$

در این روابط، X_i راندمان در هر آزمایش i-اُم و $\overline{\eta}_{ts}$ میانگین راندمان کل به استاتیک توربین است.

باتوجه به مقدار میانگین به‌دست آمده برای راندمان، قدر مطلق خطا برای راندمان ۰/۸۷٪ می‌باشد. مقدار انحراف استاندارد عبارت است از:

$$\sigma_X=\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(X_i-\overline{X}\right)^2\right)^{1/2}$$
$$\sigma_X=\left(\frac{1}{4}\left(4e^{-6}+0+0+4e^{-6}\right)\right)^{1/2}=0.00141$$

با افزایش تعداد آزمایش‌ها، بسیاری از مقادیر در محدودهٔ $\overline{X}\pm\sigma_X$، (کران بالا ۰/۲۲۹ و کران پایین ۰/۲۲۶) خواهد بود.

عدم قطعیت در اندازه‌گیری‌های راندمان

راندمان توربین برای یک میدان جریان داده‌شده تابعی از دما و فشار در ورود و خروج به مجموعه توربین است. به‌عبارتی:

$$\eta_T=\eta\left(T_{01},T_{02},P_{01},p_{s2}\right) \quad (۱۹)$$

بااستفاده از روش مک کلینتوک [41]، معادلهٔ عدم قطعیت هم‌ساز با تابع فوق به‌صورت رابطهٔ (۲۰) می‌باشد.

$$W_\eta=\left\{\left(\frac{\partial R}{\partial T_{01}}W_1\right)^2+\left(\frac{\partial R}{\partial T_{02}}W_2\right)^2+\left(\frac{\partial R}{\partial P_{01}}W_3\right)^2+\left(\frac{\partial R}{\partial p_{s2}}W_4\right)^2\right\}^{1/2} \quad (۲۰)$$

که در این رابطه، T_{01}، T_{02}، P_{01} و p_{s2} متغیرهای اندازه‌گیری‌شده و W_1 تا W_4، عدم قطعیت‌های متناظرند.

عدم قطعیت راندمان ناشی از اندازه‌گیری‌های دما

عدم قطعیت اندازه‌گیری W_1 برای دمای ورودی در حدود ۰/۱ $^\circ C$ می‌باشد. با این مقدار عدم قطعیت، مقدار بیشینهٔ جملهٔ اول سمت راست رابطهٔ (۲۰) حدود ۰/۰۸۷٪ می‌شود. مقدار بیشینه‌ی عدم قطعیت متناظر برای دمای خروجی هم به ۰/۱۰٪ می‌رسد.

عدم قطعیت راندمان ناشی از اندازه‌گیری‌های فشار

با درنظر گرفتن دقت حسگرهای فشار و منابع خطا و عدم قطعیت‌ها، و داده‌های تجربی، برای فشار ورودی با عدم قطعیت ۰/۰۷× ۱۰^5 Pa، مقدار بیشینه‌ی ۰/۱۲٪ برای جملهٔ سوم رابطهٔ (۲۰) و با عدم قطعیت ۰/۰۲۵× ۱۰^5 Pa برای فشار خروجی، بیشینهٔ ۰/۸۴٪ برای جملهٔ چهارم رابطه به‌دست می‌آید. عدم قطعیت‌ها برای دما و فشار بدترین حالت‌ها انتخاب شده است.

عدم قطعیت در راندمان

با توجه به محاسبات، بیشینهٔ عدم قطعیت کمتر از ۱/۱۶٪ است.

نتیجه‌گیری

۱) فن پذیرش جزئی برای جلوگیری از انسداد جریان و افزایش اتلاف‌ها ناشی از ضریب منظری کوچک پره‌ها در توربین‌های سامانه‌های تغذیهٔ سیکل- باز استفاده می‌شود.
۲) در این شرایط، اتلاف‌ها ناشی از پذیرش جزئی و تأثیر آن بر عملکرد توربین باید به‌دقت برآورد شود.
۳) هرگونه ارزیابی در این زمینه مستلزم داشتن منحنی مشخصهٔ توربین در شرایط پذیرش جزئی است.
۴) این منحنی در آزمایشگاه توربین قابل تولید است.
۵) استفاده از روش هم‌سانی گازدینامیکی در طراحی و ساخت این آزمایشگاه، به‌لحاظ ساده‌تر شدن ملاحظات فنی، اجرایی و بهره‌برداری دارای صرفهٔ اقتصادی است.
۶) آزمایش‌های انجام‌شده نشان می‌دهد، راندمان توربین نمونه در پذیرش جزئی، حدود ۲۰ واحد کمتر از شرایط پذیرش کامل است.
۷) کمینه اختلاف داده‌های کد پیش‌بینی و نتایج تجربی ۰/۸٪ (دور ۶۰۰۰ rpm) و بیشینه آن ۳/۵ (دور ۸۰۰۰ rpm) درصد است.
۸) دلیل افزایش اختلاف نتایج کد عملکرد و تجربی در دورهای بالا، افزایش اتلاف‌های کوپلینگ دینامیکی و ترمودینامیکی است.
۹) تحلیل خطای نتایج آزمایش نشان می‌دهد، قدر مطلق خطا برای راندمان، ۰/۸۷٪ می‌باشد.
۱۰) محاسبات عدم قطعیت برای داده‌های آزمایش، بیشینه عدم قطعیت را کمتر از ۱/۱۶٪ نشان می‌دهد.

تقدیر و تشکر

مؤلفین، مراتب سپاس خود را نسبت به راهنمایی‌های آقایان دکتر م. برومند، دکتر د. رمش، دکتر م.ج. منتظری، و آقایان مهندسان ح. عبدی، ع. کدخدازاده، م. سالاری، ح. رضایی، ح. حاجلو و اعضای تیم تخصصی ایشان، که ابداعات و اختراعات خود را در اختیار آزمایشگاه قرار دادند تقدیم می‌دارند.

فهرست علائم

علائم لاتین

a	m/s	سرعت صوت
$a_{i,(i=0,1,2)}$	–	مقادیر ثابت در رابطهٔ راندمان
b_b	m	عرض پره
C	m/s	سرعت (مطلق) جریان

D_m	m	قطر میانگین دیسک توربین
F	m^2	سطح مقطع خروجی نازل
h_b	m	ارتفاع پره
k	$-$	ضریب آدیاباتیک گاز، انرژی جنبشی آشفتگی
l	m	طول معادل در تشابه هندسی
M_C	$-$	عدد ماخ سرعت مطلق
M_w	$-$	عدد ماخ سرعت نسبی جریان
M_u	$-$	عدد ماخ سرعت انتقالی یا محیطی جریان
$\dot{m}_T$	kg/s	دبی جرمی عبوری از توربین
NR	$-$	نسبت سرعت به سرعت طراحی
N_T	kW	توان توربین
n	RPM	دور توربین، تعداد متغیرها در رابطهٔ برآورد خطا
P_{01}	Pa	فشار سکون جریان ورودی به توربین
P	Pa	فشار استاتیکی
PR_{Design}	$-$	نسبت فشار طراحی
p_{s2}	Pa	فشار استاتیک جریان خروجی از توربین
R	j/kg	ثابت گاز
Re	$-$	عدد رینولدز
T	K	دمای استاتیک
T_{01}	K	دمای سکون جریان ورودی به توربین
T_{02}	K	دمای سکون جریان خروجی از توربین
t	s	زمان
u	m/s	سرعت خطی توربین
$\overline{X}$	$-$	مقدار میانگین
W_η	$-$	مقدار عدم قطعیت راندمان
Z_b	عدد	تعداد پره‌های روتور توربین
Z_{ba}	عدد	تعداد پره‌های روتور توربین در بخش فعال

علائم یونانی

α	deg	زاویهٔ مطلق جریان نازل
χ	$-$	ضریب برابرای عدد رینولدز
φ	$-$	ضریب جریان
η_T	$-$	راندمان توربین
$\overline{\eta}_{ts}$	$-$	میانگین راندمان کل به استاتیک
μ	$N.s/m^2$	لزجت دینامیکی
π_T	$-$	نسبت انبساط توربین
ρ	kg/m^3	چگالی
σ_X	$-$	مقدار انحراف استاندارد
ω	rad/s	سرعت دورانی
ψ_G	$-$	ضریب هندسی تشابه

زیرنویس‌ها

0	شرایط سکون
1	ورود توربین
2	خروج توربین
m	میانگین؛ شرایط مدل
R	شرایط واقعی
s	استاتیک
ts	کل به استاتیک

مراجع

1. Ainley, D.G. and Mathieson, G.C.R., "An examination of the flow and pressure losses in blade rows of axial-flow turbines", HM Stationery Office, N.G.T.E Report, 33 pages, (1951).
2. Stenning, A.H., "Design of Turbines for High Energy Fuel Low Power Output Applications", MIT Dynamic Analysis and Control Laboratory, (1953).
3. fuer Thermische Turbomaschinen-Mitteilungen, Report. 1959 (4), Suter, P. and Traupel, W., "Investigation on windage loss of turbine rotors", Eidgenoessische Technische Hochschule-Institut fuer Turbomaschinen-Mitteilungen, Zurich, Vol. (4), 39 pages, (1959).
4. Roelke, R.J., "Miscellaneous Losses-Tip Clearance and Disk Friction", in Turbine Design and Applications, 24 pages, (1973).
5. Buckingham, Ed., "Windage Resistance of Steam Turbine Wheels", *Engineer*, pp. 362-364, (1914).
6. Doyle, M., "Theories for Predicting Partial-Admission Losses in Turbines", *Prog. Aerosp. Sci.*, Vol. 29(4), pp. 489-490, (1962).
7. Ohlsson, G.O., "Partial-Admission Turbines", *Journal of the Aerospace Science*, Vol. 29(9), pp. 1017-1028, (1962).
8. Balge, O.E. and Binsley, R.L., "Axial Turbine Performance Evaluation Part A- Loss Geometry Relationships", *J. Eng. Gas Turbines Power*, pp. 341-348, (1968).
9. Klassen, H.A., "Cold-air investigation of effects of partial admission on performance of 3.75-inch mean-diameter single stage axial-flow turbine", NASA Report TND-4700, 23 pages, (1968).
10. Yahya, S.M. and Doyle, M.D.C., "Aerodynamic Losses in Partial Admission Turbines", *Int. J. Mech. Sci.,* Vol. (11), pp. 417-431, (1969).
11. Verneau, A., "Supersonic turbines for organic fluid Rankine cycles from 3 to 1300 kW", Von Karman Inst. For Fluid Dynamics, Small High Pressure Ratio Turbines, Report No., N 88-14364 06-37, 55 pages, (1987).
12. Bohn, D., Gier, J. and Ziemann, M., "*Influence of the cross-over channel geometry on the flow equalization in partial-admission turbines*", VGB Powertech-English Edition, Vol. 78, pp. 49-54, (1998).
13. Cho, S.Y., Cho, C.H. and Kim, C., "Performance Prediction on a Partially Admitted Small Axial-Type Turbine", *JSME Int J.*, Ser. B, Vol. 49(4): pp. 1290-1297, (2006).

۱۴. آقایی طوق، رضا، مسگرپور طوسی، ابوالقاسم، "بررسی تجربی و عددی آثار پذیرش جزئی بر توزیع جریان در فضای محوری توربین فراصوت"، *نشریه علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک*، ۲۴ (۲)، ص ۱۶، (۲۰۱۳).

15. Jeong, E., Lee, H.G. and Park, P.G., "Tip Clearance Effect on the Performance of a Shrouded Supersonic Impulse Turbine", *J. Propul. Power*, Vol. 24(6), pp. 1295-1300, (2008).
16. Jeong, E. and Kang, S.H. "Effect of Nozzle-Rotor Clearance on Turbine Performance", *in ASME Joint U.S.-European Fluid Eng. Summer Meeting*, Miami, Fl., Vol. (2), pp. 273-278, November-December, (2006).
17. Avsianikov, B.V., "*Theory and calculation of feed systems's elements (In Russian)*", pp. 392-487, Machinestroeineh publication, Moscow, (1983).
18. Vasiliev, U.A., "*Theory and Design of Gas turbines (In Russian)*", pp. 168-221, Machinestroeineh publication, Moscow, , (1982).
19. Khalshevnicov, K.V., "Theory and Calculation of Turbomachines (In Russian)", pp. 241-396, Machinestroeineh publication, Moscow, (1979).
20. Taylor, B.N., "*Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results*", Diane publication, New York, (2009).

21. PTC, A., 22,"Gas Turbine Power Plants", American Society of Mechanical Engineers, New York, New York, (1997).
22. PTC, A., 10, "Performance Test Code on Compressors and Exhausters", American Society of Mechanical Engineers, New York, New York, (1997).
23. ISO 5389, "Turbocompressors Performance Test Code, in Turbocomp", (1992).
24. ISO Standard British, "British Standard Specification for Gas Turbine acceptance tests", (1989).
25. ANSI B36 10/19 nd., Carbon Alloy Pipes ASME Stainless Steel.
26. Bikov, N.N., "*An Experimental Stand for Model Gas Turbines Research (In Russian)*", Machinestroeineh publication, Moscow, pp. 118-402, (1956).
27. Celicov, V.A., "*Gas Turbine Modeling by Heavy Gas (In Russian)*", MAI publication, Moscow, (1957).
28. Celicov, V.A., "*Physical Modeling of gas-dynamic process in power plants elements (In Russian)*", MAI publication, Moscow, (1995).
29. McDaniels, D.M. and Snellgrove, L.M., "Liquid propulsion turbomachinery model testing", *in SAE Technical paper, No. 921029, Aerotech'92 Conference*, April 1, (1992).
۳۰. آقایی طوق، رضا، مسگرپورطوسی، ابوالقاسم، "مطالعه‌ی جریان در یک توربین فراصوت خاص و بررسی تأثیر تغییر هندسی لبه‌ی پره‌ها بر عملکرد توربین"، *نشریه علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک*، ۲۲(۱)، (۲۰۱۱).
31. Aghaei-Togh, R. and Tousi, A.M., "Experimental and numerical investigation of design optimization of a partial admitted supersonic turbine", *Propulsion and Power Research*, Vol. (2), pp. 70-83, (2013).
32. Varma, A.K. and Soundranayagam, S., "Experimental study of a small partial admission axial turbine with low aspect ratio blade", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Part G: Journal of Aerospace Engineering, Vol. 228(1), pp. 20-34 (2012).
33. Jensen, J., Kristensen, A., Sorenson, S. and Houbak, N., "Mean value modeling of a small turbocharged diesel engine", *in SAE Technical Paper 910070*, SAE Detroit, Michigan, United States, (1991).
34. Biliayev, E. and Cherbakov, V., "*Mathematical modeling of liquid engines*", Machinestroeineh publication, Moscow, (1999).
35. Orkisz, M. and Stawarz, S., "Modeling of turbine engine axial-flow compressor and turbine characteristics", *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 16(2), pp. 336-339, (2000).
36. Aghaei-Togh, R. and Tousi, A.M., "Flow pattern improvement in nozzle-rotor axial gap in impulse turbine", *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 86(2), pp. 108-116, (2014).
37. Aghaei-Togh, R., Tousi, A.M., and Boroomand, M., "Design Optimization of a Partial Admitted Supersonic Turbine Using Genetic Algorithm and 3D Numerical Analysis", in *International Mechanical Engineering Congress & Exposition ASME: Houston*, Texas, USA, pp. 15-26, (2012).
۳۸. آقایی طوق، رضا، مسگرپورطوسی، ابوالقاسم، "بهینه‌سازی پذیرش جزئی توربین فراصوت"، *بیستمین کنفرانس مهندسی مکانیک*، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، (۱۳۹۱).
39. Kohl, R.C., Howard, Z.H. and Warren, J., "Effects of partial admission on performance of a gas turbine", NACA-TN-1807 Report, NASA Document ID: 19930082483, pp. 79-87, (1949).
40. Kacker, S.C. and Okapuu, U., "Mean line prediction method for axial flow turbine efficiency", *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104(1), pp. 104-111, (1982).
41. Kline, S.J. and McClintock, F.A., "Analysis of Uncertainty in Single-Sample Experiments", *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-9, (1953).